

FAMILY SEARCH FOR PATENT NUMBER 'J62113938'.

*** FAMILY PATENT INFORMATION ***

-1- (INPADOC)
PATENT NUMBER JP 62113938-A2 [J62113938] 87.05.25
TITLE SERIAL TWO-CYLINDER ENGINE
INVENTORS YOSHIMOTO TOKUJI
PATENT ASSIGNEE HONDA MOTOR CO LTD
APPLICATION DETAILS 85.11.12 251953/85-A [85JP-251953]
PRIORITY 85.11.12 JP 251953/85-A [85JP-251953]
INT'L PATENT CLASS. F16F-015/26
NO DATA AR
JAPIO ABSTRACT Sect. M; Vol. 11, No. 333, Pg. 28 See JAPIO Database
for abstract

*** NO CORRESPONDING LEGAL STATUS INFORMATION ***

ENGLISH ABSTRACT FOR PATENT NUMBER 'J62113938'.

-1- (JAPIO)
ACCESSION NUMBER 87-113938
TITLE SERIAL TWO-CYLINDER ENGINE
PATENT APPLICANT (2000532) HONDA MOTOR CO LTD
INVENTORS YOSHIMOTO, TOKUJI
PATENT NUMBER 87.05.25 J62113938, JP 62-113938
APPLICATION DETAILS 85.11.12 85JP-251953, 60-251953
SOURCE 87.10.30 SECT. M, SECTION NO. 637; VOL. 11, NO. 333,
PG. 28.
INT'L PATENT CLASS F16F-015/26
JAPIO CLASS 22.2 (MACHINERY--Mechanism & Transmission); 21.2
(ENGINES & TURBINES, PRIME MOVERS--Internal
Combustion)
ABSTRACT PURPOSE: To remove primary and second any oscillation
to obtain a light weight engine by connecting pistons
of both cylinders to a crank-shaft at a phase
difference of 90 Deg. and disposing, adjacent to the
crank shaft, a balancer shaft for removing the
primary oscillation which rotates in parallel and
oppositely at an equal speed to the crank shaft.
CONSTITUTION: Pistons 8 of both cylinders 4 are
connected to a crank shaft 3 supported by a crank
case 2 at a mutual phase difference of 90 Deg.. A
balancer shaft 10 for removing the primary
oscillation is disposed in parallel and adjacent to
the crank shaft 3, while said balancer shaft 10 being
rotating oppositely to the crank shaft 3 at an equal
speed, and each balancer weight 10a facing each
position 8 at its top dead center is positioned at
the bottom dead center in the axial direction of the
cylinder 4. Accordingly, since the primary and
secondary oscillation are removed in the axial
direction of the piston 7 and any oscillation
perpendicular thereto is not produced, it is not
necessary that the strength of the construction is
set excessively, thereby, obtaining a light weight
engine.

⑰公開特許公報(A)

昭62-113938

⑤Int.Cl.⁴
F 16 F 15/26識別記号
厅内整理番号
6581-3J

⑬公開 昭和62年(1987)5月25日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全4頁)

④発明の名称 直列2気筒エンジン

②特 願 昭60-251953

③出 願 昭60(1985)11月12日

④発明者 吉本篤司 和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
 ⑤出願人 本田技研工業株式会社 東京都港区南青山2丁目1番1号
 ⑥代理人 弁理士 北村欣一 外2名

明細書

1. 発明の名称

直列2気筒エンジン

2. 特許請求の範囲

クランク軸方向に2個のシリンダを並設して成る直列2気筒エンジンにおいて、該2個シリンダのピストンを該クランク軸に互に90°の位相差を存して連結すると共に、該クランク軸の近傍にこれと平行に該クランク軸と等速で逆方向に回転する1次振動消去用のバランス軸を設けたことを特徴とする直列2気筒エンジン。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、自動二輪車等の車両に搭載される直列2気筒エンジンに関するもの。

(従来の技術)

従来この種エンジンでは、クランク軸方向に並設した2個のシリンダのピストンをクランク軸に互に180°の位相差を存して連結する180°クランク型、或いは両ピストンをクランク軸に

同位相で連結する360°クランク型を一般とする。

(発明が解決しようとする問題点)

180°クランク型では、1次慣性力が両シリンダで相殺されて1次不釣合い力が零になることから1次振動は生じないが、2次不釣合い力による2次振動が残り、この場合2次振動を消去するために、クランク軸の2倍の角速度で回転するバランス軸を設けることも考えられているが、エンジンの高回転域ではバランス軸が非常に高速で回転することからフリクションロスが大きくなり、更に高回転域の使用頻度の高いエンジンでは、バランス軸の軸受の耐久性の確保が問題となる。

一方、360°クランク型ではクランク軸と等速で逆方向に回転する1次振動消去用のバランス軸を設けることで1次振動を消去できるが、2次振動が残つてしまふ問題がある。

本発明は、上記問題点を解決すべく、2次振動消去用のバランス軸を用いずに2次振動を消去

できるようにし、且つ1次振動も消去し得るようにした直列2気筒エンジンを提供することをその目的とする。

(問題点を解決するための手段)

本発明では、上記目的を達成すべく、クラシク軸方向に2個のシリンダを並設して成る直列2気筒エンジンにおいて、該両シリンダのピストンを該クラシク軸に互に90°の位相差を存して連結すると共に、該クラシク軸の近傍にこれと平行に該クラシク軸と等速で逆方向に回転する1次振動消去用のバランス軸を設けるものとした。

(作用)

各シリンダの2次慣性力は、往復部質量によるシリンダ軸線方向の慣性力のうちクラシクピンの回転角 θ に関する係数が $\cos 2\theta$ となる成分であり、両シリンダのピストンをクラシク軸に互に90°の位相差を存して連結する本発明では、一方のシリンダ用のクラシクピンの回転角を θ_1 、他方のシリンダ用のクラシクピンの回転

れるが、ここで一方のシリンダ(4)のピストン(8)と他方のシリンダ(4)のピストン(8)とは互に90°の位相差を存して該クラシク軸(3)に連結されるものとし、更にクラシクケース(2)内に該クラシク軸(3)の近傍に位置させてこれと平行に1次振動消去用のバランス軸(9)を設置し、該両軸(3)(9)をその端部において同様のギア(10)を介して連結し、かくて該バランス軸(9)に該クラシク軸(3)と等速の逆方向への回転が与えられるようになした。図面で(3c)は各クラシクアーム(3a)に一体のバランスウェイト、(10a)はバランス軸(9)に各ピストン(8)に對応させて各クラシクピン(3b)の軸方向位置に合致するように設けたバランスウェイトを示し、各ピストン(8)の上死点位置においてこれに対応する該各バランスウェイト(10a)がシリンダ(4)の軸線方向の下死点に位置するようになつてゐる。

第2図はその機構概略図であり、ピストン(8)の質量にコンロッド(9)の小端部の相当質量を加えた往復部質量を m_1 、コンロッド(9)の大端部の相当

角を θ_2 として、

$$\cos 2\theta_2 = \cos 2(\theta_1 + \frac{\pi}{2}) = -\cos 2\theta_1$$

となり、2次慣性力が両シリンダで相殺されて、2次不釣合い力は零となり、従つて2次振動は生じない。

又、1次振動はクラシク軸と等速で逆方向に回転するバランス軸により消去され、1次2次何れの振動も残らない。

(実施例)

第1図を参照して、山はエンジンのシリンダプロックを示し、該プロック山にその下側のクラシクケース(2)に軸支するクラシク軸(3)の軸方向に接続してシリンダ(4)を1対に形成すると共に、該プロック(1)の上部のシリンダヘッド(5)に吸排気弁(6)とその駆動カム機構(7)とを設け、全体としてOHV型の直列2気筒エンジンを構成した。

該各シリンダ(4)のピストン(8)は、該クラシク軸(3)上の各1対のクラシクアーム(3a)(3a)間のクラシクピン(3b)にコンロッド(9)を介して連結さ

質量を含むクラシクピン(3b)を質点とする回転部質量を m_2 、クラシク逆を r として、各クラシクアーム(3a)のバランスウェイト(3c)を、その重心のクラシク軸心からの距離が r で、質量が $\frac{m_1 + m_2}{4}$ となるよう θ_1 とし、又バランス軸(9)上の各バランスウェイト(10a)を、その重心の該バランス軸(9)の軸心からの距離が r で、質量が $\frac{m_1}{2}$ となるよう θ_2 とした。

以上の構成によれば、一方のシリンダ(4)のピストン(8)が上死点位置に存する第2図示の状態における該一方のシリンダ(4)に対応するクラシクピン(3b)の位相を零位相として、バランス軸(9)を含む該一方のシリンダ(4)に関するシリンダ軸線即ち第2図で x 軸方向の慣性力 F_x と、 y 軸方向の慣性力 F_y は次式で表わされる。

$$\begin{aligned} F_x &= m_1 r w^2 [(\cos \omega t + A \cos 2\omega t) + \frac{1}{2} \cos(\pi + \omega t) \\ &\quad + \frac{1}{2} \cos(\pi - \omega t)] \\ &= m_1 r w^2 \cdot A \cos 2\omega t \quad \dots \dots (1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_y &= \frac{m_1}{2} r w^2 (\sin(\pi + \omega t) + \sin(\pi - \omega t)) \\ &= 0 \quad \dots \dots (2) \end{aligned}$$

上式で、 w はクランク軸(3)の角速度、 A は定数であり、又 $\cos(\pi + wt)$ と $\sin(\pi + wt)$ の項は 1 対のクランクアーム(3b)(3b)のバランサウエイト(3c)(3c)の合計 $\frac{m_1}{2}$ 分の質量による成分、 $\cos(\pi - wt)$ と $\sin(\pi - wt)$ の項は該一方のシリンドラ(4)に対応するバランサ軸(4)上のバランサウエイト(10a)による成分を表わす。

尚、 m_2 による成分はバランサウエイト(3c)(3c)の合計 m_2 分の質量により相殺される。

同様にして、他方のシリンドラ(4)に関する x 軸方向と y 軸方向の慣性力 F_{x2} 、 F_{y2} は次式で表わされる。

$$\begin{aligned} F_{x2} &= m_1 rw^2 \left[\left(\cos\left(\frac{3\pi}{2} + wt\right) + A \cos 2\left(\frac{3\pi}{2} + wt\right) \right) \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{2} \cos\left(\frac{\pi}{2} + wt\right) + \frac{1}{2} \cos\left(\frac{3\pi}{2} - wt\right) \right] \\ &= m_1 rw^2 \cdot A \cos(\pi + 2wt) \quad \dots \dots \quad (3) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{y2} &= \frac{m_1}{2} rw^2 \left(\sin\left(\frac{\pi}{2} + wt\right) + \sin\left(\frac{3\pi}{2} - wt\right) \right) \\ &= 0 \quad \dots \dots \quad (4) \end{aligned}$$

従つて、両シリンドラ(4)(4)のトータルの x 軸方向慣性力 F_x は、(1)式と(3)式を加算して、

る必要がなくなつて、軽量化を図れると共に、クランク軸と等速で回転する 1 次振動消去用のバランサ軸を用いるだけで済むため、倍速で回転させる必要のある 2 次振動消去用のバランサ軸を用いる従来技術における上記した問題点も解決できる効果を有する。

4. 図面の簡単な説明

第 1 図は本発明エンジンの一例の横断側面図、第 2 図はその機構部図、第 3 図は他の実施例の横断側面図、第 4 図はその機構部図である。

(3) … クランク軸

(4) … シリンドラ

(8) … ピストン

(10) … バランサ軸

特許出願人 本田技研工業株式会社
代理人 北村欣

外 2 名

$$\begin{aligned} F_x &= m_1 rw^2 A (\cos 2wt + \cos(\pi + 2wt)) \\ &= 0 \end{aligned}$$

となり、又 $F_{y1} = F_{y2} = 0$ であるからトータルの y 軸方向慣性力 F_y も、

$$F_y = 0$$

となつて、 x 軸方向の 1 次と 2 次の振動が共に消去され、且つ y 軸方向の振動も生じない。

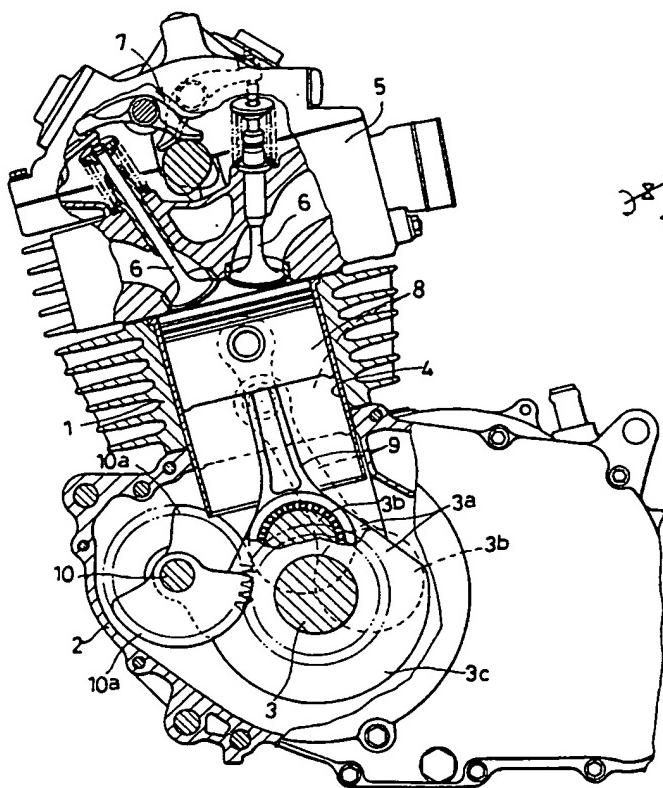
尚、上記実施例ではバランサ軸(10)を 1 本としたが、これに限るものではなく、例えば第 3 図及び第 4 図に示すように、クランク軸(3)を挟んでその前後に 2 本のバランサ軸(10)を設けるようにも良く、この場合該各バランサ軸(10)上の各バランサウエイト(10a)の質量は $\frac{m_1}{4}$ とする。

尚、該両バランサ軸(10)は、共通のチェーン(33)を介してクランク軸(3)にこれと等速で逆方向に回転するように連結されるものとした。

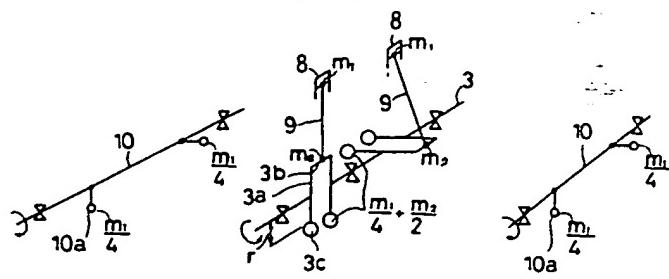
(発明の効果)

以上の如く本発明によるときは、1 次振動と 2 次振動とが共に消去され、振動対策としてクラシックケース等の構造物の強度を過度に設定す

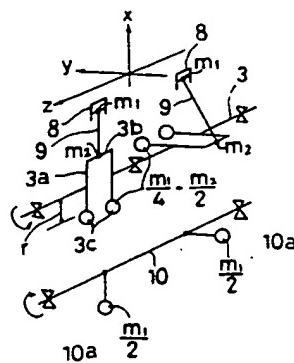
第1図



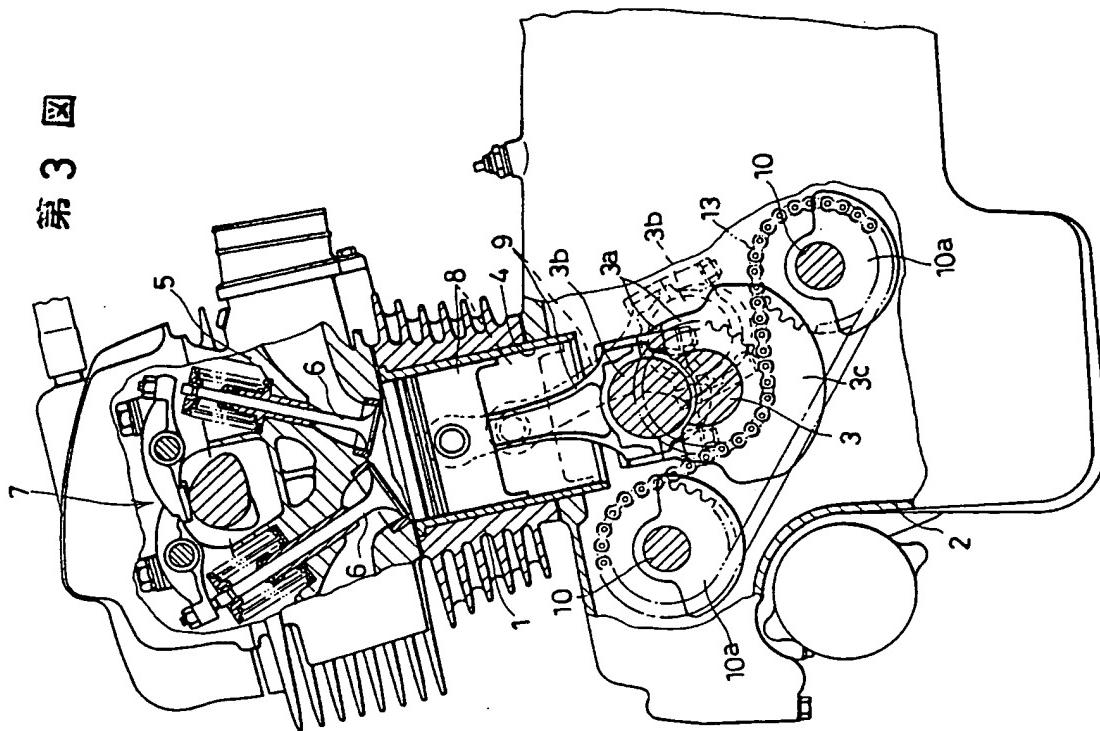
第4図



第2図



第3図



This Page Blank (uspto)